

**Ville Rahkola**

## **EKONOMAISERIN SUUNNITTELU JA MITOITUS**

**Opinnäytetyö**

**CENTRIA AMMATTIKORKEAKOULU**

**Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma**

**Huhtikuu 2014**

**TIIVISTELMÄ OPINNÄYTETYÖSTÄ**

<b>Yksikkö</b> Tekniikka ja liiketalous, Kokkola-Pietarsaari	<b>Aika</b> Huhtikuu 2014	<b>Tekijä/tekijät</b> Ville Rahkola
<b>Koulutusohjelma</b> Kone- ja tuotantotekniikka		
<b>Työn nimi</b> EKONOMAISERIN SUUNNITTELU JA MITOITUS		
<b>Työn ohjaaja</b> TkT Martti Härkönen		<b>Sivumäärä</b> 33+2
<b>Työelämäohjaaja</b> Jaakko Juntunen		
<p>Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella ja mitoittaa ekonomaiseri höyrykattilaan. Työssä tutustuttiin ekonomaiserin toimintaan, rakenteeseen sekä lämmönsiirtymiseen.</p> <p>Työssä tarkastellaan lämmönsiirtymistä ekonomaiseriissa, jossa savukaasuista otetaan lämpöenergiaa talteen paluuveteen. Tärkein aihe tässä työssä oli mitoittaa ekonomaiseri ja selvittää sen lämmönsiirtopinta-ala, jotta paluuvesi saadaan lämmitettyä oikeaan lämpötilaan. Ekonomaiserin rakenteessa perehdytään ripaputkistoon sekä putkivirtauksiin. Myös savukaasu puolella tarkastellaan savukaasujen ominaisuuksia ja virtauksia.</p> <p>Ekonomaiserin tärkein tehtävä on parantaa prosessin hyötysuhdetta. Joten lopuksi tarkastellaan myös miten ekonomaiseri vaikuttaa prosessin hyötysuhteeseen ja miten sitä saadaan parannettua. Sen lisäksi tarkastellaan vanhaan kattilaan jälkiasennetun ekonomaiserin investoinnin takaisinmaksuaikaa.</p> <p>Työn toimeksiantajana toimi Nivalassa toimiva Vapor Boilers Oy. Työ suoritettiin 6.1.-30.4. 2014 välisenä aikana.</p>		
<b>Asiasanat</b> Ekonomaiseri, Ripaputki, Lämmönvaihdin, Lämmönsiirto		

## ABSTRACT

<b>CENTRIA UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES</b>	<b>Date</b> April 2014	<b>Author</b> Ville Rahkola
<b>Degree programme</b> Mechanical and Production Engineering		
<b>Name of thesis</b> ECONOMIZER PLANNING AND DESIGN		
<b>Instructor</b> Martti Härkönen		<b>Pages</b> <b>33+2</b>
<b>Supervisor</b> Jaakko Juntunen		
<p>The purpose of this thesis was to design and dimension to the boiler economizer. The research had economizer operation, structure and heat transport.</p> <p>We examine transfer of heat from the economizer, in which the flue gases into heat energy recovered by the return water. The main topic of this project was to design an economizer and find the heat transfer surface area in order to return the water to be heated to the right temperature. Economizer focuses on the structure of the rib piping and pipe flows. Also, look at the flue gas side of the flue gas properties and currents.</p> <p>Economizer most important task is to improve the efficiency of the process. So, finally, the economizer also how to influence the efficiency of the process and how it can be improved. In addition to looking at the old boiler retrofitted economizer investment payback time.</p> <p>The work was commissioned by Nivala functional Vapor Boilers Ltd. The study was conducted 6.1.-30.4. 2014, inclusive.</p>		

### Key words

Economizer, finned tube, heat exchanger, heat transport

## KÄSITTEET

Ekonomaiseri	Lämmönsiirrin savukaasun ja syöttöveden välillä
Ripaputki	Rivoitettu putki, jossa rivat lisäävät lämmönsiirto pinta-alaa
Ristivirta lämmönsiirrin	Lämmönsiirrintyyppi, jossa virtaavat aineet virtaavat ristiin.
Fluidi	Virtaava aine (joko neste tai kaasu)
Lämmönsiirtopinta-ala	Ripaputken pinta-ala, joka siirtää lämpöä kahden eri fluidin välillä

## **TIIVISTELMÄ**

## **ABSTRACT**

## **SISÄLLYS**

<b>LIITTEET</b>	<b>1</b>
<b>1 JOHDANTO</b>	<b>1</b>
<b>2 EKONOMAISERI</b>	<b>2</b>
2.1 Ekonomaiserin mitoitus	2
2.2 Ekonomaiserin rakenne	3
2.2.1 Ripaputki	4
<b>3 PUTKIVIRTAUS</b>	<b>6</b>
3.1 Laminaarinen virtaus	6
3.2 Turbulenttinen virtaus	7
<b>4 LÄMMÖNSIIRRON PERUSTEET</b>	<b>8</b>
4.1 Johtuminen	8
4.2 Konvektio	8
4.3 Lämmönsäteily	9
<b>5 LÄMMÖNSIIRTIMEN MITOITUS</b>	<b>9</b>
5.1 Lämmönsiirtymiskertoimen laskenta	11
<b>6 SAVUKAASUT</b>	<b>12</b>
6.1 Savukaasun kastepiste	12
6.2 Savukaasujen ominaisuuksia	13
6.2.1 Ominaislämpö	14
6.2.2 Lämmönjohtavuus	14
6.2.3 Viskositeetti	15
<b>7 LÄMMÖNSIIRTO PINTA-ALAN LASKENTA</b>	<b>16</b>
7.1 Virtausten välinen logaritminen lämpötilaero	18
7.2 Sisäpuolinen lämmönsiirtymiskerroin	19
7.3 Ulkopuolinen lämmönsiirtymiskerroin	21
7.4 Ripahyötysuhde	24
7.5 Lämmönläpäisykerroin eli lämmönsiirtimen U-arvo	28
7.6 Kattilahyötysuhde	31
<b>8. TULOKSET JA POHDINTA</b>	<b>33</b>
<b>LÄHTEET</b>	<b>34</b>

## **LIITTEET**

LIITE 1. Ripahyötysuhde

LIITE 2. Ristivirta lämmönsiirtimen korjauskerroin

## 1 JOHDANTO

Kattilasta poistuvien savukaasujen lämpö voidaan yksinkertaisimmin hyödyntää paluuveden esilämmityksellä eli ekonomaiserilla. Näin pienennetään savukaasujen lämpöhäviöitä ja parannetaan kattilan hyötysuhdetta. Tämä puolestaan vähentää polttoaineen kulutusta ja samalla myös päästöjä ympäristöön.

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena on suunnitella ja mitoittaa ekonomaiserin höyrykattilaan. Kattilasta ulos tulevat savukaasut ovat 240°C lämpötilassa. Nämä savukaasut sisältävät paljon lämpöenergiaa, joka ilman ekonomaiseria jää hyödynnettämättä. Savukaasuissa oleva lämpöenergia saadaan hyödynnettyä ekonomaiserilla, joka lämmittää syöttövettä noin 20°C ennen kattilaan menoa. Ekonomaiserissa ei polteta mitään polttoainetta, vaan ekonomaiserin toimii lämmönsiirtimenä savukaasun ja syöttöveden välillä.

Ekonomaiserin tarkoituksena on myös parantaa prosessin kokonaishyötysuhdetta. Tässä opinnäytetyössä tarkastellaan, miten prosessin hyötysuhde paranee ekonomaiserilla sekä tutkitaan kattilaan jälkiasennettuna asennetun ekonomaiserin investoinnin takaisinmaksuaikaa.

## 2 EKONOMAISERI

Ekonomaiserialla tarkoitetaan kattilan jälkiosaan asennettavaa lämmönsiirrintä, jolla jäädytetään kattilasta tulevaa savukaasuvirtaa ja näin saatavalla lämmöllä esilämmitetään kattilaan menevää syöttövettä. Ekonomaiseri voi olla uusissa kattiloissa sisäänrakennettu tai vanhemmissa kattiloissa erillisenä laitteena, joka voidaan jälki-asentaa. (Stoor & Riikonen 1991.)

Syöttöveden esilämmitin eli ekonomaiseri lämmittää syöttövettä ennen kattilaa. Ekonomaiserial voidaan jakaa toimintatapansa puolesta kahteen ryhmään höyrystämättömiin ja höyrystyviin. (Huhtinen 2000.)

Höyrystämättömissä ekonomaiserialissa poistuvan syöttöveden lämpötila tulee olla noin 20°C kiehumispistettä alhaisempi, ettei kuormitusvaihteluiden aiheuttamaa kiehumisvaaraa esiintyisi missään olosuhteissa. Kun taas höyrystävät ekonomaiserial mitoitetaan siten, että esilämmitimen loppuvaiheessa vesi saavuttaa kiehumislämpötilansa ja osa syöttövedestä höyrystyy. (Huhtinen 2000.)

Sijoittamalla ekonomaiserial kattilan savukaasukanavaan, saadaan savukaasut jäähtymään lähelle syöttöveden tulolämpötilaa. Prosessin hyötysuhdetta parannetaan esilämmitämällä syöttövettä savukaasuilla. (Huhtinen 2000.)

### 2.1 Ekonomaiserialin mitoitus

Ekonomaiserialit valmistetaan yleensä lähtötietojen perusteella tapauskohtaisesti. Mitoitusta ja valmistusta varten tärkeitä lähtötietoja ovat:

- savukaasun lämpötila ja määrä kattilan jälkeen
- haluttu savukaasun loppulämpötila ekonomaiserin jälkeen
- ekonomaiserille sallittu maksimi painehäviö ottaen huomioon polttimeen puhallinpaineen riittävyyden
- jäähdytysveden tulolämpötila ja määrä
- vesipuolen sallittu painehäviö
- vesipuolen rakennepain
- savukaasukanavien tulo- ja lähtösuunnat (pysty- vai vaakasuuntaan)
- ohituskanavan tarve
- vesi/höyrypesuhteiden tarve

(Stoor & Riikonen 1991.)

## 2.2 Ekonomaiserin rakenne

Tavallisimmin ekonomaiserit valmistetaan ripalamelliputkista tai lamellipattereista, koska tällöin saadaan mahdollisimman suuri lämmönsiirtopinta-ala ekonomaiserille sen kokoon nähden. Maakaasukäytössä voidaan ripaputket sijoittaa varsin lähikäihin, koska likaantumista tapahtuu erittäin vähän tai ei lainkaan. Puhdistamisen tarve ei siten lisää suunnitteluvaatimuksia. Rajoittavaksi tekijäksi tällöin jää lähinnä savukaasuvirtauksen aiheuttama painehäviö. (Stoor & Riikonen 1991.)

Savukaasujen sisääntulolämpötila osaltaan ratkaisee valittavan rakenteen ja materiaalit. Tavallinen teräs kestää 400 – 500°C lämpötiloja, joten se sopii hyvin ja on yleisesti käytetty materiaali ekonomaiserissa. (Stoor & Riikonen 1991.)

Ekonomaiserille tulevien savukaasujen lämpötila saattaa hetkellisesti laskea alle kastepisteen, jolloin korroosiovaara on olemassa. Tämä voi tapahtua esimerkiksi otettaessa kattila seisontajakson jälkeen takaisin käyttöön. Tällaisten tilanteiden varalle edullisempi vaihtoehto on kuumasinkitty teräspatteri. Vaikka ekonomaiser



suunnitellaan käytettäväksi kastepisteen yläpuolella, on siihen silti asennettava tyhjennysyhde lauhde- tai pesuvesille. (Stoor & Riikonen 1991.)

Alemmissa savukaasulämpötiloissa (80 – 300°C) ekonomaiserin lamellimateriaalina voidaan käyttää alumiinia, jonka lämmönjohtavuus on noin viisinkertainen teräkseen nähden. Mikäli savukaasut lauhdutetaan, niin materiaaliksi sopii parhaiten haponkestävä teräs tai ruostumaton teräs. (Stoor & Riikonen 1991.)

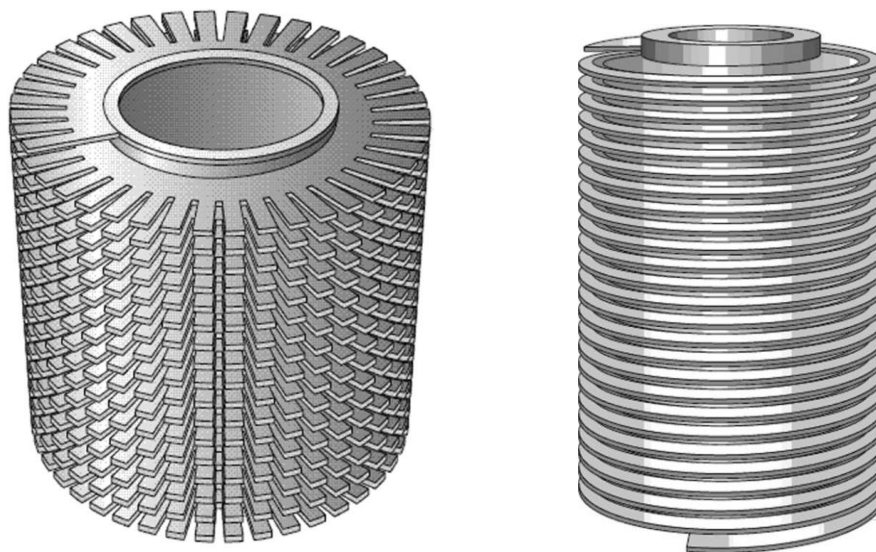
Ekonomaiserin ohituskanavan tarve määräytyy sen mukaan mikä on kattilan varapolttoaine, ekonomaiserin puhdistus mahdollisuus tai käytetäänkö pelkästään maakaasua. Varautuessaan polttamaan raskasta öljyä on ekonomaiserille aina tehtävä ohituskanava ja käytettävä tiiviitä sulkupeltejä. (Stoor & Riikonen 1991.)

### **2.2.1 Ripaputki**

Savukaasupuolella virtaavan kaasun lämmönsiirto-ominaisuudet ovat huonommat kuin lämmönvaihtimen toisella puolella virtaavan veden. Usein käytetään lämmönsiirrinratkaisuita, jossa kaasupuolen lämmönsiirtopinta-alaa kasvatetaan rivoituksella. (Huhtinen 2000.)

Syöttövesiputket ovat yleensä valurautaa tai terästä. Valurauta kestää paremmin matalalämpötilasyöpymistä kuin teräs ja soveltuu näin materiaaliksi paremmin, jos syöttövesi on kylmää. Paksuseinämäiset valurautaputket kestävät myös savukaasuissa olevien hiukkasten ja nuohoimien kulutusta. Valurautainen putki kestää voimalaitoskattiloita ajatellen huonosti painetta, joten yleensä käytetään compound-rakennetta, jossa ulkopuolelta rivoitetun valurautaputken sisälle laitetaan paremmin painetta kestävä teräsputki. (Huhtinen 2000.)

Teräsputket ovat yleisempiä kuin valurautaputket ja niitä käytetään, kun savukaasujen syövytysominaisuudet ovat vähäisiä. Teräsputkiin voidaan myös asentaa rivoitus. Segmentoitua spiraaliripaputkea käytetään yleensä kaasuturbiinin lämmöntalteenottokattiloissa. Näissä ripoja on taivutettu virtaussuuntaa vastaan, jolloin painehäviö kasvaa mutta lämmönsiirto-ominaisuudet paranevat. Teräsriivituksen sijaan voidaan valita alumiinirivoitus, joka kestää terästä paremmin syövyttävissä olosuhteissa. (Huhtinen 2000.)



Kuva 1. Segmentoitu spiraaliripaputki ja spiraaliputki.

<http://www.doria.fi/bitstream/handle/10024/71955/nbnfi-fe201109275590.pdf?sequence=3>

Rivoitettuja lämmönsiirrinputkia on kuitenkin vaikeampi puhdistaa ja rivoitus lisää savukaasupuolen painehäviöitä. Savukaasujen sisältäessä runsaasti lentotuhkaa ja muuten likaa, käytetään vedenesilämmittimien putkina myös sileitä teräsputkia. (Huhtinen 2000.)

Normaalit hiiliteräkset ovat käytetyimmät putkimateriaalit. Syitä hiiliteräksen suosioon ovat niiden

- hyvä lämmönjohtokyky
- hyvä muokattavuus

- helppo hitsattavuus
- edullinen hinta
- pieni lämmönpitenemiskerroin

(Huhtinen 2000.)

### **3 PUTKIVIRTAUS**

Tarkastellessa virtauksia suljetuissa putkissa ja kanavissa, voi virtaus olla luonteeltaan laminaarista tai turbulanttista. Laminaarinen virtaus on melko harvinaista tekniikan sovellusten yhteydessä. Erittäin hitaat virtaukset johtavat laminaarisen virtauksen syntymiseen. (Perttula 2000.)

Nestekerroksen pinnalla kelluvan levyn työntämiseen tarvittava voima on suoraan verrannollinen levyn pinta-alaan, nopeuteen ja nesteen dynaamiseen viskositeettiin, sekä kääntäen verrannollinen nestekerroksen paksuuteen. Dynaaminen viskositeetti kuvaa kaasujen ja nesteiden kitkaominaisuuksia. Nesteiden dynaaminen viskositeetti laskee lämpötilan noustessa, kun taas paineen vaikutus on olematon. Kaasujen dynaaminen viskositeetti sen sijaan kasvaa lämpötilan noustessa. Paineen nousu kohottaa lievästi kaasujen dynaamista viskositeettia. Reynoldsin luvun suuruudesta voidaan päätellä onko virtaus laminaarista vai turbulanttista. Kun Reynoldsin luku on alle 2300, voidaan päätellä kyseessä olevan laminaarinen virtaus ja turbulanttista virtausta kun arvo on yli 2300. (Perttula 2000.)

#### **3.1 Laminaarinen virtaus**

Laminaarista virtausta voitaisiin hyvin kuvata suihkuttamalla väriainetta virtaukseen, jolloin voitaisiin nähdä väriaine selkeänä vanana virtauksessa. Tämä johtuu siitä, että ideaalisessa laminaarisessa virtauksessa nestekerrokset eivät sekoitu

keskenään. Laminaarisessa virtauksessa virtauksen nopeusprofiilista tulee parabolinen. (Perttula 2000.)

### **3.2 Turbulenttinen virtaus**

Virtausnopeuden noustessa riittävän suureksi, alkaa putken tai kanavan seinämissä olevat neste- tai kaasuosaset tempautua virtauksen mukaan, jolloin virtaukseen syntyy pyörteilyä. Virtaus häiriintyy sitä enemmän mitä suuremmaksi virtausnopeus kasvaa. Tämäkin voitaisiin todeta suihkuttamalla virtauksen sekaan väriainetta. Täysin kehittyneessä turbulenttisessa virtauksessa väriaine sekoittuu välittömästi virtaukseen. (Perttula 2000.)

Turbulenttisessa virtauksessa kuluu energiaa pyörteiden synnyttämiseen ja virtaavan aineen kitkan voittamiseen lähellä raja pintaa. Tämä johtuu siitä, että pinnan lähellä virtausnopeus on pieni. Lämmönvaihtimissa on tärkeää saavuttaa turbulenttinen virtaus, koska lämmön siirtyminen tapahtuu tällöin huomattavasti tehokkaammin. Turbulenttisessa virtauksessa pinnassa ei ole lähes seisovaa lämmönvastuksena toimivaa kerrosta vaan se joutuu kosketuksiin jatkuvasti uusien virtaavan aineen osasten kanssa, joiden lämpötila poikkeaa huomattavasti pinnan lämpötilasta. (Perttula 2000.)

Turbulenttisessa virtauksessa virtaava aine ei ole paikoillaan pinnan läheisyydessä, tällöin pinnan laatu vaikuttaa painehäviöön. Vaikutus on sitä suurempi mitä epätasaisempia pinnat ovat. Virtausprofiili on tasaisempi kuin laminaarisessa virtauksessa. Virtausprofiili on sitä tasaisempi, mitä suuremman arvon Reynoldsin luku saa ja mitä pienempi on pinnankarheuden arvo. (Perttula 2000.)

## **4 LÄMMÖNSIIRRON PERUSTEET**

Edellytyksenä lämmön siirtymiselle on lämpötilaeron olemassaolo. Tällöin lämmönsiirto tapahtuu korkeammasta lämpötilasta alhaisempaan lämpötilaan. Lämmönsiirto tapahtuu itsestään, eli se on palautumaton prosessi. Lämmön siirtymisessä erotetaan pääasiallisesti kolme eri mekanismia: johtuminen, konvektio ja säteily. (Lampinen 2010.)

### **4.1 Johtuminen**

Lämmön johtuminen tapahtuu systeemin sisällä tai systeemistä toiseen molekyylien törmäysten välityksellä ilman aineensiirtoa. Lämmön johtuminen on täysin verrattavissa sähkön johtumiseen, jolloin voidaan käyttää samoja laskumenetelmiä. Aineen lämmönjohtavuus kuvaa aineen kykyä johtaa lämpöä. (Lampinen 2010.)

### **4.2 Konvektio**

Konvektio on lämpövirtausta liikkuvassa nesteessä tai kaasussa ja erityisesti nesteestä kiinteään pintaan. Vaikka lämmönsiirto yksittäisten partikkeleiden välillä tapahtuu johtumalla, niin aineen mukana siirtyvä energia hallitsee lämmönsiirtoa. Konvektion kuvaamiseksi täytyy yhdistää aineensiirtoa ja lämmönjohtumista kuvaavat peruslait. Konvektiota kutsutaan pakotetuksi, jos virtaus aiheutuu ulkoisista syistä ja vapaaksi, jos virtaus tapahtuu luonnollisesti. (Lampinen 2010.)

### 4.3 Lämmönsäteily

Lämpösäteily on sähkömagneettista säteilyä, jota kappale lähettää pelkästään lämpötilansa perusteella. Säteily ei vaadi väliainetta siirtymiseen. Säteilyn osuessa kappaleeseen osa energiasta absorboituu, osa heijastuu kappaleesta ja osa saat-  
taa mennä kappaleesta läpi. (Lampinen 2010.)

## 5 LÄMMÖNSIIRTIMEN MITOITUS

Lämmönsiirtimen mitoitusta varten on tiedettävä lämpöteho sekä virtaavien aineiden lämpötilat ennen ja jälkeen lämmönsiirrintä. Lämmönsiirtimessä siirtyvä teho on verrannollinen lämmönsiirtimen pinta-alaan, lämmönsiirtymiskertoimeen ja lämpötilaeroon. (Huhtinen 2000.)

$$\phi = U A F \Delta T_{lm}$$

jossa  $\phi$  = lämpöteho (W)

$U$  = lämmönsiirtymiskerroin (W/m<sup>2</sup>K)

$A$  = pinta-ala (m<sup>2</sup>)

$\Delta T_{lm}$  = logaritminen lämpötilaero (K)

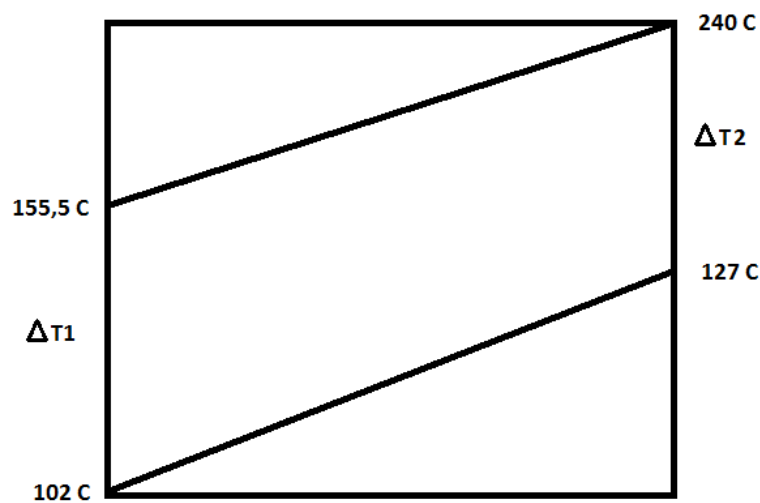
$F$  = korjauskerroin

Jäähdytettävän ja lämmitettävän ainevirran lämpötilaeron laskemisessa käytetään logaritmista lämpötilaeroa, joka vastaa paremmin todellista tilannetta. (Huhtinen 2000.)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

jossa  $\Delta T_1$  = savukaasun loppulämpötila vähennettynä syöttöveden alkulämpötila

$\Delta T_2$  = savukaasun alkulämpötila vähennettynä syöttöveden loppulämpötila



Kuva 2. Virtausten välinen logaritminen lämpötilaero. (Ville Rahkola 2014.)

Lämmönsiirtimen toimintaperiaate voi olla joko vastavirta-, myötävirta- tai ristivirtalämmönsiirrin. Vastavirtalämmönsiirtimessä virtaavat lämmitettävän ja jäähdytettävän ainevirrat vastakkaisesti suuntiin. Myötävirtalämmönsiirtimessä ainevirrat virtaavat samaan suuntaan ja ristivirtalämmönsiirtimessä ainevirrat virtaavat kohtisuoraan toisiaan vastaan. (Huhtinen 2000.)

Myötävirtalämmönsiirtimessä suurin lämpötilaero on virtaavien aineiden alkupäässä. Loppupäässä kohtaavat lämmitettävän ja jäähdytettävän aineen poistumisläm-

pötilat. Tästä syystä lämmitettävää ainetta ei voi lämmittää lämmittävän aineen loppulämpötilaa kuumemmaksi. Vastavirtalämmön siirtimessä tämä sen sijaan on mahdollista. Vastavirtalämmönsiirtimessä saadaan pienemmällä lämmönsiirrinpinta-alalla siirrettyä lämpöä. Ristivirtalämmönsiirtimiä käytetään usein kattiloiden lämmönsiirtimenä. Ristivirtalämmönsiirtimen huonoja puolia ovat siihen muodostuvat kylmät ja kuumat nurkat. Nämä saattavat asettaa materiaalit kovalle koetukselle. (Huhtinen 2000.)

### 5.1 Lämmönsiirtymiskertoimen laskenta

Tärkein lämmönsiirtymismuoto on pakotettu konvektio, jolla tarkoitetaan sitä, että lämpö siirtyy savukaasusta syöttöveteen kiinteään seinämän läpi. Tällöin lämpö siirtyy sekä johtumalla että konvektiivisesti. Lämmönsiirtymisnopeuteen vaikuttavat nesteen ja savukaasun fysikaaliset ominaisuudet, virtausnopeudet sekä järjestelmän geometria. Säteilyn osuus lämmönsiirrosta on vähäinen, johtuen savukaasun matalasta lämpötilasta ja säteilevien partikkeleiden vähäisestä määrästä savukaasuissa. (Neuvonen 2011.)

Kokonaislämmönsiirtymiskerroin lasketaan sisä- ja ulkopuolisesta konvektiolämmönsiirtokertoimesta sekä putken lämmönjohtavuudesta ja seinämän paksuudesta. Konvektiolämmönsiirtymiskertoimet voidaan määrittää Nusseltin luvun tai Colburnin lämmönsiirtokertoimien määritelmien avulla. Tämä on mahdollista, kun tiedossa on virtaavan väliaineen aineominaisuudet sekä kyseiselle tapaukselle määritellyn korrelaation kautta laskettu Reynoldsin luku ja Nusseltin luku. (Neuvonen 2011.)



## 6 SAVUKAASUT

Savukaasujen energia-sisältöön vaikuttaa kaksi eri tekijää: savukaasujen lämpötila ja massavirta. Kun polttoaineen, tässä maakaasu, kulutus tiedetään, niin voidaan laskea savukaasujen määrä. Kun kuutiometri maakaasua poltetaan niin palamisessa syntyy savukaasuja  $10,6 \text{ m}^3$ . (Stoor & Riikonen 1991.)

Savukaasuissa on palamistuotteiden lisäksi palamisilman mukana tullutta typpeä. Savukaasuihin tulee typpeä 3,76-kertainen määrä palamiseen tarvittavaan happeen verrattuna. Lisäksi savukaasuissa on polttoaineen muut palamattomat komponentit. Savukaasujen osalta puhutaan yleensä kuivista ja kosteista savukaasuisista. Kosteat savukaasut sisältävät vesihöyryn, kun taas kuiviin savukaasuihin vesihöyryä ei lasketa mukaan. Kuivan savukaasun määrä ja palamisilmamäärä ovat hyvin lähellä toisiaan. (Huhtinen 2000.)

### 6.1 Savukaasun kastepiste

Savukaasujen kastepisteellä tarkoitetaan lämpötilaa, jossa jokin kaasufaasin yhdisteistä alkaa lauhtua, joko kaasun sisältämien hiukkasten pinnoille tai kaasun kanssa kosketuksissa oleville pinnoille. Maakaasu ei käytännöllisesti katsoen sisällä lainkaan rikkiä, jolloin puhtaassa maakaasupoltossa kastepisteellä tarkoitetaan vesikastepistettä. (Stoor & Riikonen 1991.)

Lauhtumisen tapahtuessa hiukkasten pinnalle on kaasutilassa alitettu ainakin paikallisesti kastepiste, kun taas lauhtuminen kiinteälle pinnalle voi tapahtua, vaikka savukaasut olisivat pääosin kastepistettä suuremassa lämpötilassa. Kastepisteen keskeisin merkitys liittyy lauhtumisen aiheuttamaan korroosiovaaran ehkäisyyn.

Tämän johdosta on erittäin tärkeää, etteivät ekonomaiserin lämpöpintojen tai savuhormin sisäpintojen lämpötilat alita kastepistettä. (Stoor & Riikonen 1991.)

Savukaasun sisältämä vesihöyrymäärä määrittelee vesikastepisteen. Vesihöyryn osapaine on riippuvainen käytetystä ilmakertoimesta. Paineistamattomissa polttoprosesseissa vesikastepiste on aina pienempi kuin 100°C. Maakaasulla vesikastepiste on noin 57°C ilmakertoimen ollessa 1. Savukaasujen lämpötila ekonomaiserin jälkeen tulisikin olla vähintään 80 – 90°C, jotta savuhormissakin välttyttäisiin kastepisteen alittamiselta. Toisaalta ekonomaiserille tulevan veden lämpötila on oltava yli 55°C, jotta ripaputkien pinnalle ei lauhtuisi vettä. Ekonomaiserin ollessa kytkettynä kaukolämpöverkon paluupuolelle tämä varmistetaan säätöpiirillä, joka sekoittaa kuumempaa vettä paluuveden joukkoon. (Stoor & Riikonen 1991.)

## **6.2 Savukaasujen ominaisuuksia**

Palamisreaktiossa vapautuva lämpö siirtyy savukaasuihin ja niiden jäähtyessä lämmönsiirtimessä lämpö siirtyy syöttöveteen. Voidakseen laskea siirtyviä lämpömääriä on tunnettava savukaasujen aineominaisuuksia. Lämpö- ja virtausteknisiä laskelmia varten on tunnettava lämmönsiirtoon vaikuttavat ominaisuudet, joista tärkeimmät ovat ominaislämpö, lämmönjohtavuus, viskositeetti ja tiheys. Savukaasut koostuvat toisiinsa sekoittuneista kaasuista, joiden lämmönsiirto-ominaisuudet ovat erilaiset. Laskelmia varten on taulukoista saatavista eri kaasujen aineominaisuuksista kyettävä määrittämään kyseisen savukaasun ominaisuudet. (Huhtinen 2000.)

### 6.2.1 Ominaislämpö

Kaasuilla ominaislämpökapasiteetti muuttuu voimakkaammin paineen ja lämpötilan funktiona kuin nesteillä. Pieniä paineenmuutoksia ei tarvitse käytännön laskutehtävissä ottaa huomioon. Tarkoissa laskelmissa käytetään keskilämpötilassa otettua ominaislämpökapasiteettia. Kaasujen lämpötilaväleille laskettuja keskimääräisiä ominaislämpökapasiteettien arvoja on saatavilla taulukoista. Lopputuloksen tarkkuuden kärsimättä voidaan savukaasuja käsitellä ilmana, koska savukaasujen ja ilman ominaislämpökapasiteetin poikkeamat ovat hyvin vähäiset. (Perttula 2000.)

Keskimääräinen ominaislämpö määritellään lämmittämällä kaasu jostain alkulämpötilasta johonkin loppulämpötilaan. Mittataan lämmitykseen kulunut energiamäärä ja jaetaan se lämmityksen lämpötilojen erotuksella. Tietyn kaasun koostumuksen omaavan savukaasun ominaislämpö saadaan laskettua osakaasujen massa-osuuksien mukaan. (Huhtinen 2000.)

$$c_{psk} = \sum x_j c_{pj}$$

jossa  $c_{psk}$  = savukaasun ominaislämpö (kJ/kgK)

$x_j$  = kaasukomponentin massaosuus (%)

$c_{pj}$  = kaasukomponentin ominaislämpö (kJ/kgK)

### 6.2.2 Lämmönjohtavuus

Kaasut ovat hyviä eristämään lämpöä ja savukaasuissa olevien kaasujen lämmönjohtavuus on 0,015-0,025 W/mK huoneenlämpötilassa. Lämpötilan noustessa myös lämmönjohtavuus kasvaa, 500°C lämpötilassa lämmönjohtavuus on noin

0,055 W/mK. Savukaasujen lämmönjohtavuus saadaan komponenttien lämmönjohtavuuksien avulla kaavasta (Huhtinen 2000.)

$$\lambda = 0,5 \left( \sum x_n \lambda_n + \frac{1}{\sum x_n / \lambda_n} \right)$$

jossa  $x_n$  = kaasukomponentin osuus (%)

$\lambda_n$  = kaasukomponentin lämmönjohtavuus (W/mK)

Lämmönsiirtopinnan ja savukaasun välisiä lämmönjohtavuuden tarkkoja arvoja tarvitaan laskettaessa lämmönsiirtokertoimia. (Huhtinen 2000.)

### 6.2.3 Viskositeetti

Savukaasujen viskositeettia tarvitaan lämpö- ja virtausteknisten laskujen laskemisessa. Savukaasun eri komponenttien dynaaminen viskositeetti on  $10\text{-}20 \times 10^{-5}$  kg/sm huoneenlämpötilassa. Kaasujen viskositeetti kasvaa lämpötilan kasvaessa, 1000 celsiuksen lämpötilassa dynaaminen viskositeetti on  $45\text{-}55 \times 10^{-5}$  kg/sm. Kaasukomponenttien dynaamisten viskositeettien avulla saadaan selvitettyä savukaasun dynaaminen viskositeetti kaavalla (Huhtinen 2000.)

$$\eta = \frac{\sum \eta_n x_n / \sqrt{M_n}}{\sum x_n / \sqrt{M_n}}$$

jossa  $x_n$  = kaasukomponentin osuus (%)

$\eta_n$  = kaasukomponentin dynaaminen viskositeetti (kg/sm)

$M_n$  = kaasukomponentin molekyylipaino (kg)

## 7 LÄMMÖNSIIRTO PINTA-ALAN LASKENTA

Ensiksi lasketaan ekonomaiserin lämpöteho kaavalla

$$\phi = m_v c_{pv} (T_L - T_A)$$

jossa  $\phi$  = ekonomaiserin teho (kW)

$m_v$  = syöttöveden massavirta (kg/s)

$c_{pv}$  = veden ominaislämpö (kJ/kgK)

$T_L$  = veden loppulämpötila (°C)

$T_A$  = veden alkulämpötila (°C)

Suunniteltava ekonomaiser on tarkoitettu kattilan TTK 125 yhteyteen. Kattilan tiedoista saadaan syöttöveden massavirta ja veden alkulämpötila. Massavirta on 5519 kg/h eli 1,53 kg/s ja veden alkulämpötila ennen ekonomaiseria on 102°C. Veden loppulämpötilaksi valitaan 127°C. Veden ominaislämpö saadaan taulukoista ja se on 120°C keskilämpötilassa 4,245 kJ/kgK. Tällöin ekonomaiserin mitoitus-  
tehoksi saadaan **162,4 kW**.

Tämän jälkeen voidaan laskea savukaasujen loppulämpötila kaavalla

$$\phi = m_{sk} c_{psk} (T_A - T_L) \rightarrow T_L = T_A - \frac{\phi}{m_{sk} c_{psk}}$$

jossa  $\phi$  = ekonomaiserin teho (kW)

$m_{sk}$  = savukaasun massavirta (kg/s)

$c_{psk}$  = savukaasun ominaislämpö (kJ/kgK)

$T_L$  = savukaasun loppulämpötila (°C)

$T_A$  = savukaasun alkulämpötila (°C)

Savukaasun massavirta saadaan kattilan tiedoista, ja se on 4832,44 Nm<sup>3</sup>/h eli 1,342 Nm<sup>3</sup>/s. Tämä kerrotaan savukaasun NTP-tiheydellä, joka on 1,24 kg/m<sup>3</sup>, jolloin savukaasun massavirraksi saadaan 1,66 kg/s.

Savukaasun ominaislämpö on laskettu kaavalla

$$c_{psk} = \sum x_j c_{pj}$$

$x_j$  on ainekomponentin osuus ja  $c_{pj}$  ainekomponentin ominaislämpökapasiteetti. Tulokseksi 200°C keskilämpötilassa näin ollen tulee **1,158 kJ/kgK**. Ilmakertoimella 1,3 on maakaasupoltossa savukaasujen koostumus.

hiilidioksidi CO <sub>2</sub>	7,5 til-%
vesihöyry H <sub>2</sub> O	15,0 til-%
typpi N <sub>2</sub>	73,0 til-%
happi O <sub>2</sub>	4,5 til-%

Kuva 3. Maakaasu poltossa syntyvien savukaasujen tyypillinen koostumus.

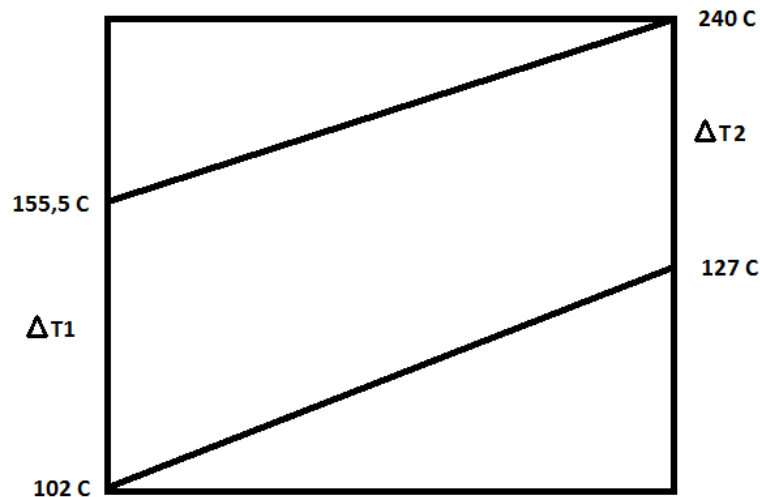
<http://www.maakaasu.fi/kirjat/maakaasukasikirja/maakaasun-savukaasut-lammonsiirto-ja-hyotysuhteet>

Ekonomaiserin mitoitustehon ollessa 162,4 kW ja kun savukaasujen alkulämpötila on 240°C, niin savukaasujen loppulämpötilaksi saadaan **155,5°C**.

## 7.1 Virtausten välinen logaritminen lämpötilaero

Nyt kun on savukaasun ja syöttöveden alku- ja loppulämpötilat selvillä, voidaan laskea virtausten välinen logaritminen lämpötilaero. Sitä tarvitaan loppuvaiheen mitoituksessa, koska ekonomaiseriin tarvittava pinta-ala lasketaan kaavasta:

$$\phi = U A F \Delta T_{lm}.$$



Kuva 4. Virtausten välinen logaritminen lämpötilaero. (Ville Rahkola 2014.)

$\Delta T_1$  on savukaasun loppulämpötila vähennettynä syöttöveden alkulämpötila.

$$\Delta T_1 = 155,5^{\circ}\text{C} - 102^{\circ}\text{C} = \underline{\underline{53,5^{\circ}\text{C}}}$$

$\Delta T_2$  on savukaasun alkulämpötila vähennettynä syöttöveden loppulämpötila.

$$\Delta T_2 = 240^{\circ}\text{C} - 127^{\circ}\text{C} = \underline{\underline{113^{\circ}\text{C}}}$$

Näillä lämpötila eroilla voidaan laskea virtausten välinen logaritminen lämpötilaero kaavalla

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

Tällöin logaritmiseksi lämpötilaeroksi  $\Delta T_{lm}$  saadaan **79,6°C**.

## 7.2 Sisäpuolinen lämmönsiirtymiskerroin

Lasketaan seuraavaksi sisäpuolen lämmönsiirtymiskerroin, joka aloitetaan laske-  
malla veden virtausnopeus.

$$V_v = \frac{m}{\delta A}$$

jossa  $V_v$  = veden virtausnopeus (m/s)

$m$  = syöttöveden massavirta (kg/s)

$\delta$  = veden tiheys (120°C) (kg/m<sup>3</sup>)

$A$  = virtaus poikkipinta-ala (m<sup>2</sup>)

Veden tiheys saadaan taulukoista, ja se on 943,1 kg/m<sup>3</sup>. Virtauksen poikkipinta-ala saadaan putken sisähalkaisijasta. Putken sisähalkaisija on 0,0344 m, jolloin pinta-  
alaksi saadaan 0,000929 m<sup>2</sup>. Tällöin virtausnopeudeksi tulee 1,75 m/s. Vesivirtaus  
jaetaan jakotukilla viiteen osaan, jolloin virtausnopeus yhdessä putkessa on **0,35  
m/s**.

Tämän jälkeen lasketaan virtauksen Reynoldsin luku kaavalla

$$Re = \frac{V_v d}{\nu}$$

jossa  $V_v$  = veden virtausnopeus (m/s)

$d$  = putken sisähalkaisija

$\nu$  = veden kinemaattinen viskositeetti (120°C) (m<sup>2</sup>/s)



Veden kinemaattinen viskositeetti saadaan taulukoista, ja se on  $0,2485 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . Virtausnopeuden ollessa  $0,35 \text{ m/s}$  ja kun putken sisähalkaisija on  $0,0344 \text{ m}$ , niin Reynoldsin luvuksi saadaan **48450** eli virtaus on selvästi turbulenttista.

Tämän jälkeen voidaan laskea lämpösiirtoa kuvaava Nusseltin luku kaavalla

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

jossa  $Re$  = Reynoldsin luku

$Pr$  = Prandtlin luku

Prandtlin luku saadaan taulukoista, ja se on ( $120^\circ\text{C}$ )  $1,45$ . Tällöin Nusseltin luvuksi saadaan **149,5**.

Tämän jälkeen voidaan laskea sisäpuolen lämmönsiirtymiskerroin kaavalla

$$h_s = \frac{Nu \lambda}{d}$$

jossa  $Nu$  = Nusseltin luku

$\lambda$  = veden lämmönjohtavuus ( $120^\circ\text{C}$ ) ( $\text{W/mK}$ )

$d$  = putken sisähalkaisija ( $\text{m}$ )

Veden lämmönjohtavuus saadaan taulukoista, ja se on  $0,686 \text{ W/mK}$ . Tällöin sisäpuolen lämmönsiirtokertoimeksi tulee  $h_s = \textbf{2981 W/m}^2\textbf{K}$ . Tätä lukua tarvitaan myöhemmin.

### 7.3 Ulkopuolinen lämmönsiirtymiskerroin

Savukaasupuolen lämmönsiirtymiskerrointa laskettaessa ensimmäisenä tarvitaan savukaasujen virtausnopeus ennen vesiputkistoa. Virtausnopeus saadaan kaavalla

$$V_{sk} = \frac{m}{\delta A}$$

jossa  $V_{sk}$  = savukaasun virtausnopeus (m/s)

$m$  = savukaasun massavirta (kg/s)

$\delta$  = savukaasun tiheys (200°C) (kg/m<sup>3</sup>)

$A$  = virtaus poikkipinta-ala (m<sup>2</sup>)

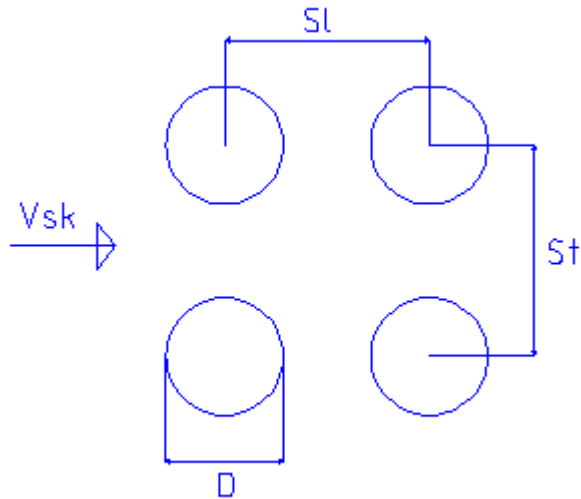
Savukaasujen massavirta on aiemmin saatu 1,66 kg/s. Savukaasujen tiheys on (200°C) 0,74 kg/m<sup>3</sup>, joka on saatu taulukoista. Virtauspoikkipinta-ala on suurin mahdollinen poikkipinta-ala, jossa savukaasut virtaavat. Tässä esimerkissä ekonomaiserin pituus on 1,25 m ja leveys 0,7 m. Tällöin virtaus poikkipinta-alaksi saadaan 0,875 m<sup>2</sup>. Näillä arvoilla savukaasujen virtausnopeudeksi ennen vesiputkistoa saadaan **2,56 m/s.**

Savukaasujen maksimi virtausnopeus vesiputkien välissä saadaan kaavalla

$$V_{max} = \frac{St}{St-D} * V_{sk}$$

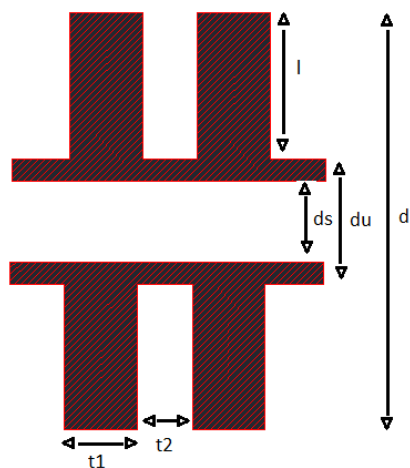
jossa  $St$  = ripaputkien keskiviivojen välinen etäisyys virtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa (m).

$D$  = Ripaputken tehollinen ulkohalkaisija (m)



Kuva 5. Savukaasujen virtaus putkien välissä. (Ville Rahkola 2014.)

Ripaputken ”idealisoitu” kaaviokuva on esitetty oheisessa kuvassa. Rivat ovat todellisuudessa putken paksuun seinämään jysittyjä kierreriipoja, jotka on laskelmissa korvattu yksinkertaisemmilla kiekkorivoilla.



Kuva 6. Ripaputken mitat. (Ville Rahkola 2014.)

jossa  $d_s = 0,0344$  m,  $d_u = 0.038$  m,  $d = 0,07$  m,  $l = 0,016$  m,  $t_1 = 0,0012$  m ja  $t_2 = 0,0008$  m.

Ripaputkien väliseksi etäisyydeksi valitaan  $St = 0.135$  m. Putken ulkohalkaisija on 0,038 m ja ripojen korkeus on 0,016 m. Tällöin putken ulkohalkaisijaksi ripojen kanssa tulee 0,070 m. Näistä lasketaan keskiarvo, jolloin ripaputkien tehollinen ulkohalkaisija on  $D = 0,054$  m. Näillä arvoilla maksimi virtausnopeudeksi tulee  $V_{\max} = \underline{4,27 \text{ m/s.}}$

Tämän jälkeen lasketaan Reynoldsin luku kaavalla

$$Re_{\max} = \frac{V_{\max} D}{\nu}$$

jossa  $\nu$  = savukaasun kinemaattinen viskositeetti (200°C) ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

Savukaasun kinemaattinen viskositeetti (200°C) on  $41 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . Tämä luku on saatu taulukoista ja koska savukaasulle ei ole taulukoitu näitä arvoja, niin käytettiin ilman vastaavia arvoja. Savukaasun ja ilman arvot ovat hyvin lähellä toisiaan, joten suurta virhettä ei tehdä käyttäessä ilman arvoja. Näillä arvoilla  $Re_{\max}$  saa arvoksi  $Re_{\max} = \underline{5624.}$

Tämän jälkeen lasketaan Nusseltin luku kaavalla

$$Nu = 0,27 * Re_{\max}^{0,63} * Pr^{0,36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25}$$

jossa  $Pr$  = Prandtlin luku (200°C)

$Pr_s$  = Prandtlin luku rivan pintalämpötilassa (tässä 160°C)

Prandtlin luku  $Pr = 0,68$  ja  $Pr_s = 0,70$ . Nämä on saatu taulukoista ja ne ovat myös ilman arvoja. Tällöin Nusseltin luvuksi saadaan  $Nu = \underline{53,4.}$

Tämän jälkeen voidaan laskea ulkoinen lämmönsiirtymiskerroin kaavalla

$$h_u = \frac{Nu \lambda}{D}$$

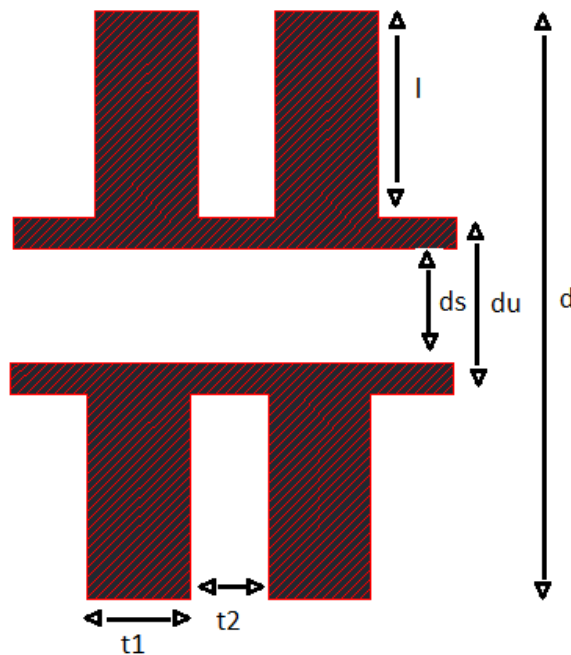
jossa  $\lambda$  = savukaasun lämmönjohtavuus (200°C) (W/mK)

$D$  = ripaputken tehollinen ulkohalkaisija (m)

Savukaasun lämmönjohtavuus (200°C) on 0,042 W/mK. Tämä on otettu taulukoista ja tässäkin käytetään ilman lämmönjohtavuutta. Ripaputken ulkohalkaisijana on käytetty tehollista ulkohalkaisijaa 0,054 m. Tällöin ulkopuoliseksi lämmönsiirtymiskertoimeksi saadaan  $h_u = \underline{41,5 \text{ W/m}^2\text{K}}$ .

#### 7.4 Ripahyötysuhde

Kun ripaputken mitat ovat seuraavat



Kuva 7. Ripaputken mitat. (Ville Rahkola 2014.)

jossa  $d_s = 0,0344 \text{ m}$

$$d_u = 0.038 \text{ m}$$

$$d = 0,07 \text{ m}$$

$$l = 0,016 \text{ m}$$

$$t_1 = 0,0012 \text{ m}$$

$$t_2 = 0,0008 \text{ m}$$

Yhden metrin matkalle ripoja tulee  $1/(t_1+t_2)$  eli 500 kpl.

Lasketaan vesiputken sisäpuolen pinta-ala

$$A_s = \pi d_s L = \pi * 0,00344 * L = \underline{\underline{0,108L}}$$

Putken ulkopuolinen pinta-ala ripojen välissä

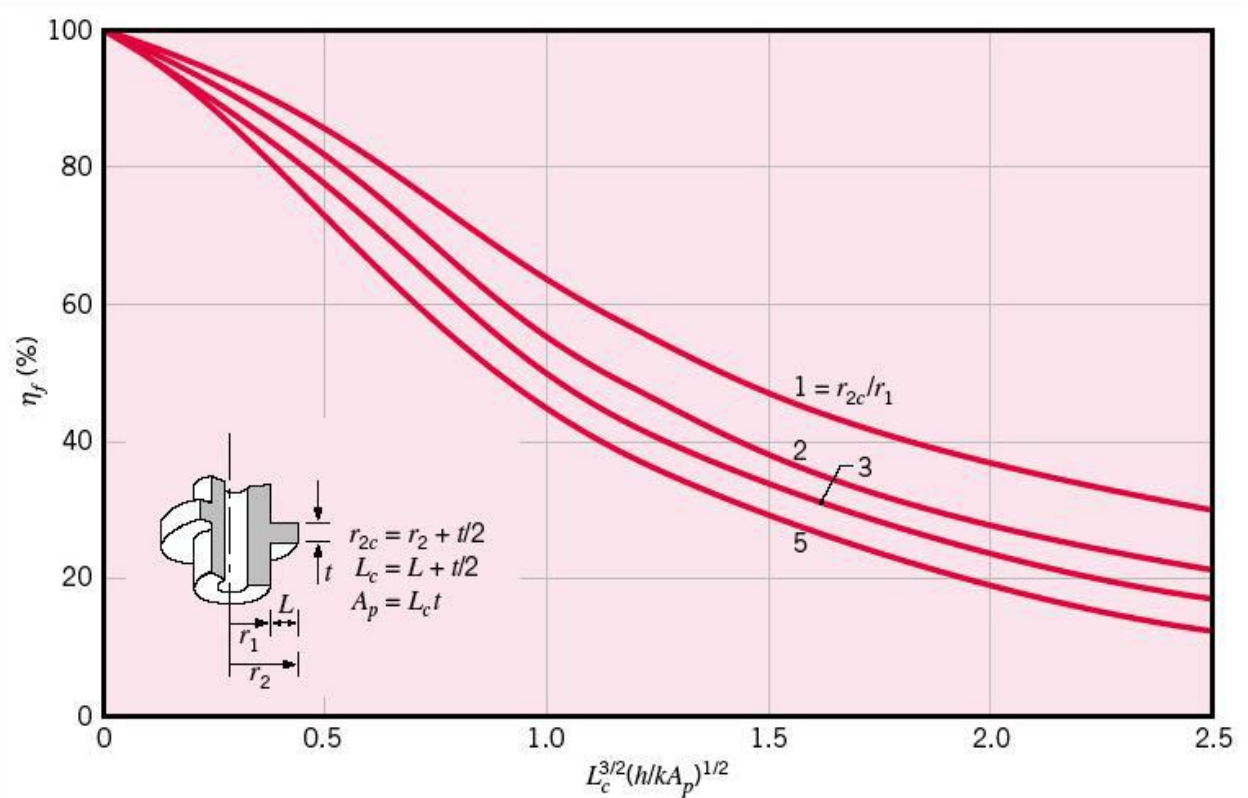
$$A_p = \pi d_u t_2 500 L = \pi * 0,038 * 0,0008 * 500 * L = \underline{\underline{0,048L}}$$

Putken ripojen lämmönsiirtopinta-ala on (ripojen kärkien ala huomioon ottaen)

$$A_{r1} = \left( \frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi du^2}{4} \right) * 2 * 500 * L = \underline{\underline{2,714L}}$$

$$A_{r2} = \pi d t_1 500 L = \pi * 0,07 * 0,0012 * 500 * L = \underline{\underline{0,132L}}$$

Ripahyötysuhde katsotaan oheisesta kuvasta



**FIGURE 3.19** Efficiency of annular fins of rectangular profile.

Kuva 8. Ripahyötysuhde

[https://noppa.lut.fi/noppa/opintojakso/bh20a0300/luennot/luento\\_3.pdf](https://noppa.lut.fi/noppa/opintojakso/bh20a0300/luennot/luento_3.pdf)

Ripahyötysuhteen arviointiin tarvitaan kuvan 2 parametria

$$L_c^{3/2} \left( \frac{h_u}{\lambda A} \right)^{0,5}$$

jossa  $L_c = l + \frac{t_1}{2} = 0,016 + \frac{0,0012}{2} = 0,0166$

$$A = L_c * t_1 = 0,0166 * 0,0012 = 0,00002$$

$h_u$  = ulkoinen lämmönsiirtymiskerroin (W/m<sup>2</sup>K)

$\lambda$  = teräksen lämmönjohtavuus (W/mK)

Teräksen lämmönjohtavuus on 45 W/mK ja ulkoinen lämmönsiirtymiskerroin on 41,5 W/m<sup>2</sup>K. Tällöin parametriksi saadaan **0,46**.

Toinen tarvittava parametri on

$$\frac{r_{2c}}{r_1}$$

$$\text{jossa} \quad r_{2c} = \frac{d}{2} + \frac{t_1}{2} = \frac{0,07}{2} + \frac{0,0012}{2} = 0,0356$$

$$r_1 = \frac{du}{2} = \frac{0,038}{2} = 0,019$$

Tällöin tulokseksi saadaan  $r_{2c}/r_1 = \mathbf{1,9}$ . Kuvan käyrästä katsotaan näitten kahden parametrin perusteella ripahyötysuhde, joka tässä esimerkissä on  $\eta_r = \mathbf{0,84}$ .

Nyt voidaan laskea ripaputken tehollinen kokonaispinta-ala kaavalla

$$A_{\text{kok}} = A_p + \eta_r * (A_{r1} + A_{r2}) = 0,048L + 0,84 * (2,714L + 0,132L) = \mathbf{2,439L}$$



## 7.5 Lämmönläpäisykerroin eli lämmönsiirtimen U-arvo

Tämän jälkeen voidaan laskea lämmönläpäisykerroin U kaavalla

$$\frac{1}{U} = \frac{A_{kok}/A_s}{h_s} + \frac{(A_{kok}/A_s)*s}{\lambda_{teräs}} + \frac{s_{lika}}{\lambda_{lika}} + \frac{1}{h_u}$$

jossa  $A_{kok} = 2,439L$

$$A_s = 0,108L$$

$$h_s = 2981 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$s = \text{putken paksuus } 0,038 - 0,0344 = 0,0036 \text{ m}$$

$$\lambda_{teräs} = \text{teräksen lämmönjohtavuus (W/mK)}$$

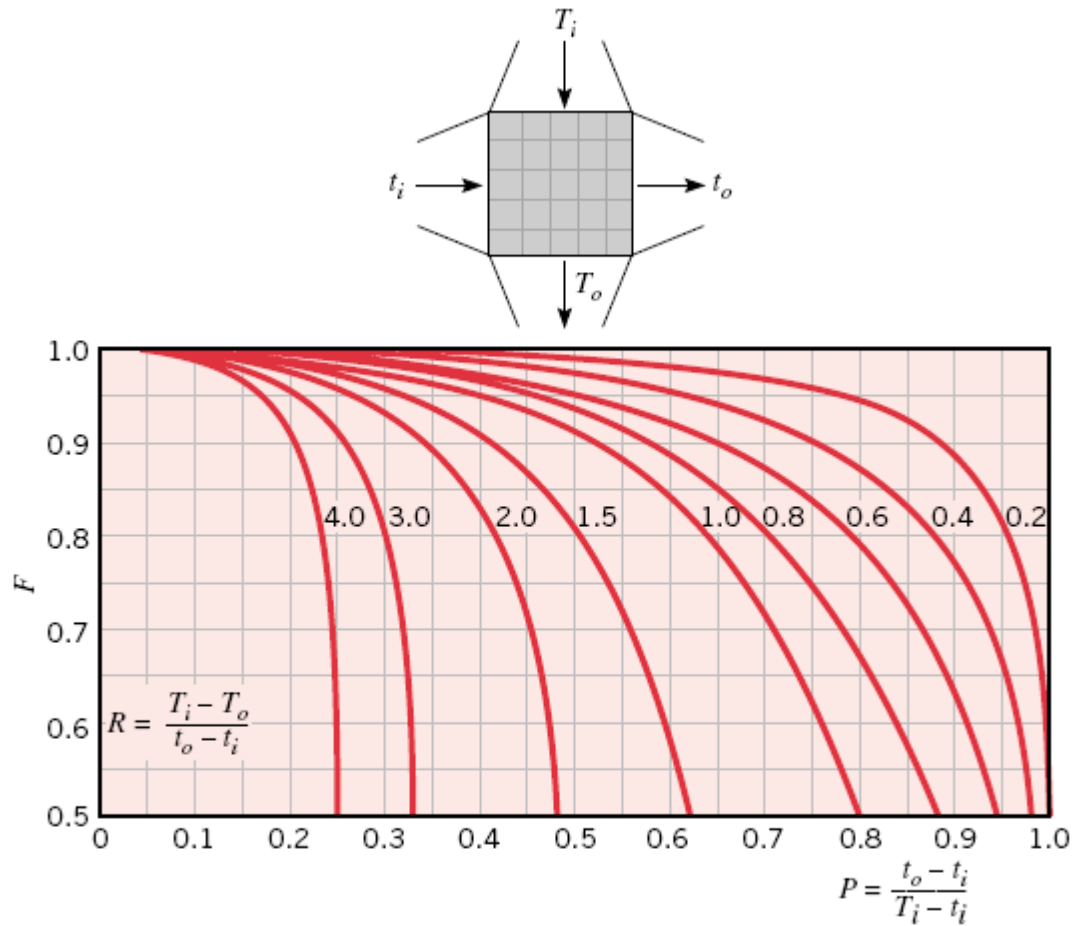
$$s_{lika} = \text{likakerroksen paksuus (m)}$$

$$\lambda_{lika} = \text{likakerroksen lämmönjohtavuus (W/mK)}$$

$$h_u = 41,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teräksen lämmönjohtavuus on 45 W/mK. Likakerroksen paksuudeksi arviotiin pahimmillaan 2 mm eli 0,002 m ja likakerroksen lämmönjohtavuutena käytettiin hiilen lämmönjohtavuutta 1,59 W/mK. Tällöin lämmönläpäisykertoimeksi saadaan **U=28,8** W/m<sup>2</sup>K.

Nyt voidaan arvioida ristivirta lämmönsiirtimen korjauskerroin F kaavoilla oheisen kuvan avulla. Arvioinnissa tarvitaan 2 parametria R ja P.



**FIGURE 11S.3** Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed.

Kuva 9. Ristivirta lämmönsiirtimen korjauskerroin  $F$

[https://noppa.lut.fi/noppa/opintojakso/bh20a0300/luennot/luento\\_7.pdf](https://noppa.lut.fi/noppa/opintojakso/bh20a0300/luennot/luento_7.pdf)

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i}$$

ja

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i}$$

jossa  $T_i$  = savukaasun alkulämpötila  $240^\circ\text{C}$

$T_o$  = savukaasun loppulämpötila  $155,5^\circ\text{C}$

$t_i$  = syöttöveden alkulämpötila 102°C

$t_o$  = syöttöveden loppulämpötila 127°C

Nyt  $R = 3,38$  ja  $P = 0,18$ , joten  $F = \underline{\underline{0,96}}$ .

Nyt voidaan laskea tarvittava ekonomaiserin putkipinta-ala kaavalla

$$A = \frac{\phi}{U F \Delta T_{lm}}$$

jossa  $\phi$  = ekonomaiserin teho (W)

$U$  = kokonaislämmönsiirtokerroin (W/m<sup>2</sup>K)

$F$  = korjauskerroin

$\Delta T_{lm}$  = logaritminen lämpötilaero (K)

Arvot sijoittamalla saadaan  $A = \underline{\underline{73,5 \text{ m}^2}} = 2,439L$ , joten

Tarvittava vesiputkien pituus  $L = \frac{73,5}{2,439} = \underline{\underline{30,14 \text{ m}}}$ .

Tarvittava vesiputkien lukumäärä  $= \frac{30,14}{1,25} = 24,112$  eli **25 kappaletta** eli 5 kpl per yksi jako Vesivirtaus jaettiin viiteen erilliseen osaan.

## 7.6 Kattilahyötysuhde

Palamiseen liittyviä hyötysuhteita on monia ja ne on syytä pitää erillään toisistaan. Palamishyötysuhde ottaa huomioon vain savukaasujen mukana poistuvan lämpöhäviön. Palamishyötysuhde kuvaa lämmönsiirron tehokkuutta ja se saadaan kaavasta: (Stoor & Riikonen 1991.)

$$p = 100 - q_{sk} = \left( \frac{Q_t - Q_{sk}}{Q_t} \right)$$

jossa  $p$  = palamishyötysuhde

$q_{sk}$  = savukaasuhäviö (%)

$Q_t$  = kattilaan tuotu lämpöenergia (kW)

$Q_{sk}$  = savukaasuhäviö (kW)

Palamishyötysuhdetta voidaan parantaa esilämmittämällä polttoainetta ja palamisilmaa, sekä alentamalla savukaasujen loppulämpötilaa. (Stoor & Riikonen 1991.)

Kattilahyötysuhdetta laskettaessa huomioidaan savukaasuhäviöiden lisäksi kattilan eristyshäviöt sekä palamatta jääneen polttoaineen häviö. Maakaasun tai nestekaasun poltossa palamattomien osuus on häviävän pieni. Kattilahyötysuhde saadaan kaavasta: (Stoor & Riikonen 1991.)

$$k = \left( \frac{Q_h}{Q_t} \right) * 100\%$$

jossa  $k$  = kattilahyötysuhde

$Q_h$  = kattilasta saatu hyötyenergia (kW)

$Q_t$  = kattilaan tuotu lämpöenergia (kW)

Uuden kattilahyötysuhteen ja ekonomaiserin takaisin maksuajan voisi laskea esimerkiksi seuraavalla tavalla.

Kattilan polttoaineen kulutus laskee ekonomaiserin lämpötehoa vastaavalla määrällä eli  $\phi = m_p q_p$ , josta  $m_p = \phi / q_p = 162,4/35600 = 0,004562 \text{ Nm}^3/\text{s}$  eli  $16,4 \text{ Nm}^3/\text{h}$  (polttoaineena käytetyn maakaasun lämpöarvo  $q_p = 35600 \text{ kJ/Nm}^3$ ).

Investoinnin takaisin maksuajan laskemiseen tarvittaisiin maakaasun hintatiedot, joita ei tässä ole käytettävissä.

Kattilan polttoaineteho laskee siis ekonomaiserin lämpötehon verran eli  $162,4 \text{ kW}$ . Esimerkissä käytetyn kattilan ilmoitettu kattilateho on  $3580,8 \text{ kW}$  ja alkuperäinen polttoaineteho  $3987,2 \text{ kW}$ , jolloin kattilahyötysuhde on ollut  $3580,8/3987,2 = 0,898$  eli  $89,8 \%$ .

Ekonomaisen avulla kattilahyötysuhteeksi tulisi  $3580,8/(3987,2-162,4) = 0,936$  eli  $93,6 \%$ .

## 8. TULOKSET JA POHDINTA

Opinnäytetyöni tekeminen oli haastavaa, mutta mielenkiintoista ja antoisaa. Ekonomaisereihin paremmin tutustuminen oli erittäin opettavaista ja lämmönsiirtoon pääsi perehtymään syvemmin. Entuudestaan ekonomaiserin rakenteesta ja mitoituksesta en tiennyt kovinkaan paljoa. Etukäteen tiesin ainoastaan mihin tarkoitukseen ekonomaiseria käytetään ja mitä hyötyä siitä on.

Tulokset olivat teoreettisia, eikä niitä ole testattu käytännössä. Tuloksiin olen itse erittäin tyytyväinen ja uskon niiden olevan lähellä todellisuutta. Laskuissa epävarmuutta aiheutti korjaus- ja korrelaatiokertoimien selvittäminen. Näiden selvittämiseksi tulisi olla pitempi käytännön kokemus. Laskuissa suurena apuna oli työn ohjaajana toiminut Martti Härkönen.

## LÄHTEET

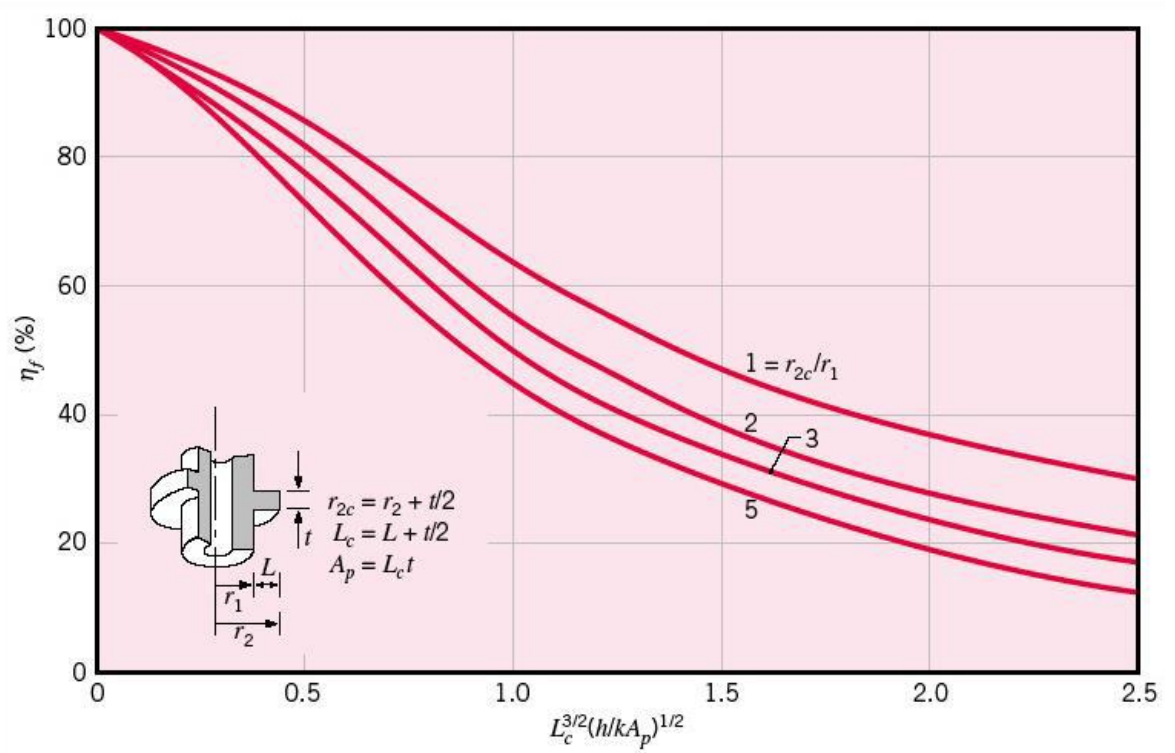
Stoor, Henry ; Riikonen Arto. Ekonomaiserin mitoitus- ja suunnitteluopas. Neste. Espoo. 1991

Huhtinen, Kettunen, Nurminen, Pakkanen. Höyrykattilatekniikka. Edita. Helsinki. 2000

Perttula, Jarmo. Energiatekniikka. WSOY. Helsinki. 2000

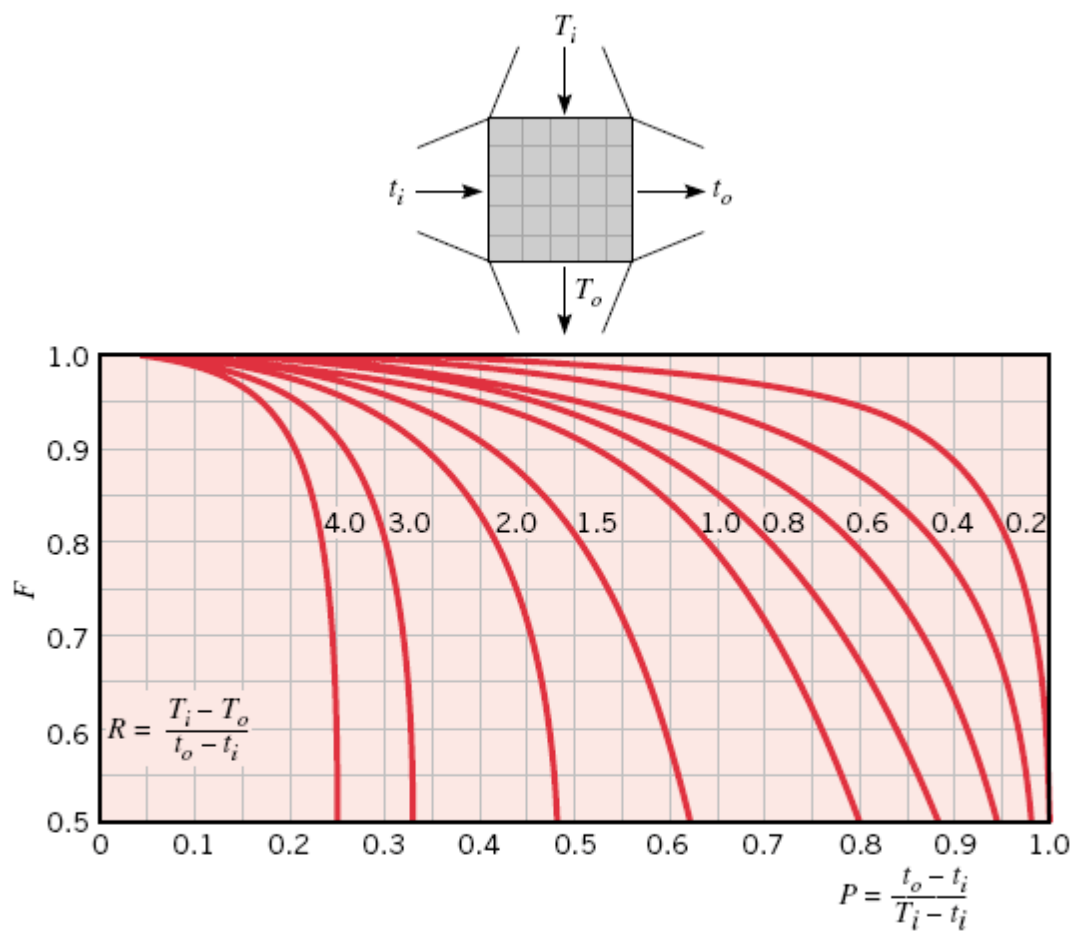
Lampinen, Markku J. Termodynamiikan perusteet. Otatieto. Espoo. 2010

Neuvonen, Janne. Lämmöntalteenottokattilan lämpötekniinen mitoitus. Kandidaatititnyö. Lappeenranta. 2011



**FIGURE 3.19** Efficiency of annular fins of rectangular profile.





**FIGURE 11S.3** Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed.